

## HEAT PUMP WATER HEATER

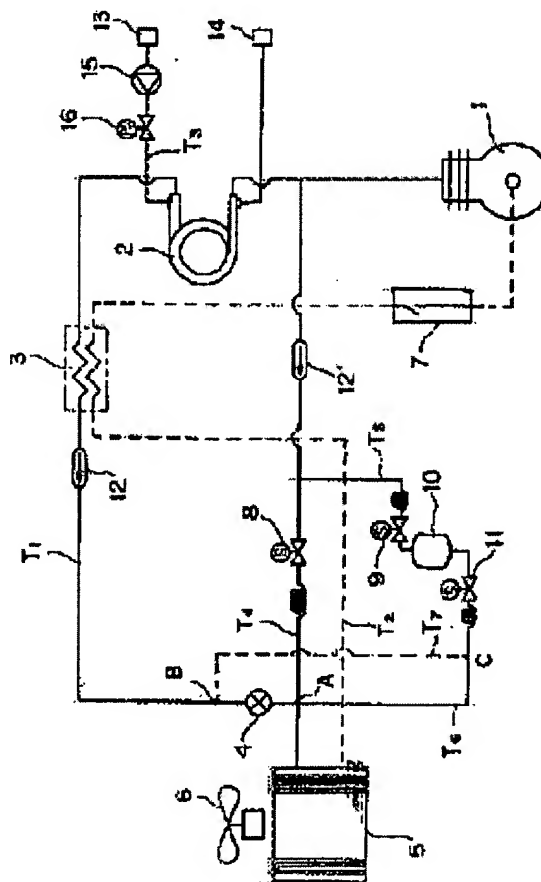
**Patent number:** JP2002310519  
**Publication date:** 2002-10-23  
**Inventor:** MATSUDA HIROSHI; OGATA MASAMI; YOSHIHARA MOTOJI; KUROMOTO HIDETOMO; KUMAGAI MASAHICO; TATEYAMA RYOTARO  
**Applicant:** NISHIYODO KUCHOKI KK.; TOKYO ELECTRIC POWER CO INC:THE  
**Classification:**  
- **International:** F25B1/00; F24H1/00  
- **European:**  
**Application number:** JP20010112227 20010411  
**Priority number(s):**

[Report a data error here](#)

### Abstract of JP2002310519

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To enable hot water supply operation throughout the year by use of a carbon dioxide gas heat pump hot water heater requiring different amounts of a refrigerant in winter and in summer and hence difficult to stably operate by employing an inexpensive refrigerating cycle.

**SOLUTION:** In a heat pump water heater comprising a compressor 1, a gas cooler 2, a refrigerant heat exchanger 3, a refrigerant expansion valve 4, and a vaporizer 5 connected in succession through refrigerant piping with an accumulator 7 disposed on the suction side of the compressor to pass water to the counterflow type gas cooler 2 to raise its temperature, there are provided refrigerant control circuits T4 to T7 branched in the course of the piping extending from a discharge side of the compressor 1 to the gas cooler 2 toward a defrosting solenoid valve 8 and a first buffer solenoid valve 9, and further expending after passing through a buffer 10 form the solenoid valve 9, and reaching from a second buffer solenoid valve 11 to a downstream portion (A point) or an upstream portion (B point) from a second buffer solenoid valve 11. The refrigerating cycle refrigerant can be recovered to the refrigerant buffer 10 by operating the buffer solenoid valve in the foregoing control circuit or loading the refrigerant in the refrigerating cycle to adjust the required refrigerant.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Patent Abstracts of Japan

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2002-310519  
(P2002-310519A)

(43) 公開日 平成14年10月23日 (2002. 10. 23)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テ-マ-ト* (参考)
F 2 5 B 1/00	3 9 5	F 2 5 B 1/00	3 9 5 Z
F 2 4 H 1/00	6 1 1	F 2 4 H 1/00	6 1 1 A

審査請求 有 請求項の数 5 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2001-112227(P2001-112227)

(22) 出願日 平成13年4月11日 (2001. 4. 11)

(71) 出願人 391021592

西淀空調機株式会社

大阪府大阪市西淀川区姫里1丁目15番10号

(71) 出願人 000003687

東京電力株式会社

東京都千代田区内幸町1丁目1番3号

(72) 発明者 松田 啓

大阪府交野市妙見東1の6の15

(72) 発明者 緒方 正実

大阪府枚方市田口山2丁目26の9

(74) 代理人 100066496

弁理士 宮本 泰一

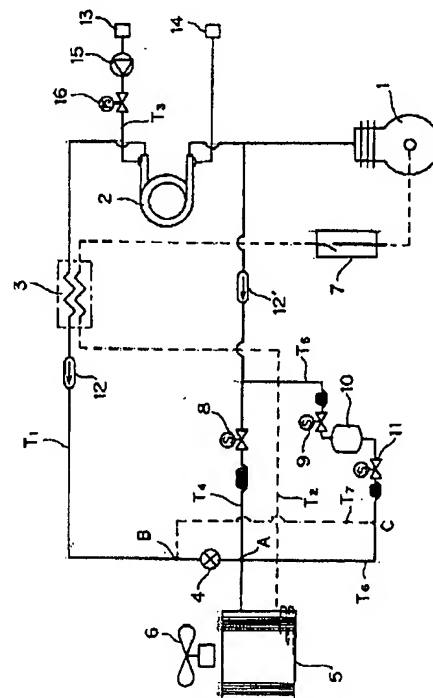
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ給湯機

(57) 【要約】

【課題】 冬季と夏季で必要冷媒量が異なり、安定した運転が困難である炭酸ガス用ヒートポンプ給湯機による給湯を安価な冷媒サイクルにより、年間の運転対策に適應せしめる。

【解決手段】 圧縮機1、ガスクーラ2、冷媒熱交換器3、冷媒膨張弁4、蒸発器5を冷媒配管により順次接続し、圧縮機側吸入側にアキュムレータ7を配し、水を向流型ガスクーラ2へ通し昇温させるヒートポンプ給湯機において、圧縮機1吐出側よりガスクーラ2に至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁8と第1のバッファ電磁弁9へ、そして更に電磁弁9よりバッファ10を経由して第2のバッファ電磁弁11より冷媒膨張弁下流(A点)もしくは上流(B点)に至る冷媒制御回路T<sub>4</sub>~T<sub>7</sub>を設け、該制御回路のバッファ電磁弁を操作して冷媒バッファ10に冷凍サイクルの冷媒を回収するか、冷凍サイクルに充填して必要冷媒量の調整を可能とした。



#### 【特許請求の範囲】

【請求項1】圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次、接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、水を向流型ガスクーラへ通水せしめて昇温させるヒートポンプ給湯機において、圧縮機吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁より冷媒膨張弁下流に至る冷媒制御回路と、デフロスト電磁弁以前で更に分岐して第1のバッファ電磁弁、冷媒バッファを経由して第2のバッファ電磁弁より前記冷媒膨張弁下流の前記冷媒制御回路合流部に至る制御回路及び該制御回路途中より冷媒膨張弁上流に至る冷媒制御回路を夫々設け、第1、第2のバッファ電磁弁の何れか又は双方を操作することにより冷媒バッファに冷凍サイクルの冷媒を回収するか、もしくは冷凍サイクルに充填して必要冷媒量の調整を可能ならしめることを特徴とするヒートポンプ給湯機。

【請求項2】圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次、接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、水を向流型ガスクーラへ通水せしめて昇温させるヒートポンプ給湯機において、圧縮機吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁より冷媒膨張弁下流に至る冷媒制御回路と、ヒータが付設された冷媒バッファよりバッファ電磁弁を経由して前記冷媒膨張弁下流の前記冷媒制御回路合流部に至る制御回路及び該制御回路途中より冷媒膨張弁上流に至る冷媒制御回路を夫々設け、該制御回路のバッファ電磁弁を操作することにより冷媒バッファに冷凍サイクルの冷媒を回収するか、もしくはヒータ操作を加え、冷凍サイクルに充填して必要冷媒量の調整を可能ならしめることを特徴とするヒートポンプ給湯機。

【請求項3】圧縮機吸入側にアキュムレータを配し冷媒熱交換器の高圧側がガスクーラ出口に、低圧側が空気熱交換器とアキュムレータの間となるように設置された請求項1又は2記載のヒートポンプ給湯機。

【請求項4】向流型ガスクーラが二重管方式など、高圧側冷媒量が少なくなる熱交換器である請求項1、2又は3記載のヒートポンプ給湯機。

【請求項5】出湯温度の調節を給水流量を調節することにより行う請求項1、2、3又は4記載のヒートポンプ給湯機。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はヒートポンプ給湯機に係り、詳しくは年間を通じて効率よく安定した給湯を可能ならしめる給湯システムで使用される炭酸ガス冷媒を使用したヒートポンプ給湯機に関するものである。

##### 【0002】

【従来の技術】ヒートポンプ給湯機では季節（気温）の変動による低圧側冷媒量の変動により目標とする高圧側冷媒量が変動する。即ち、冬季の低温外気では蒸発温度

が低下するに従って圧力が低下し希薄なガスとなる。そのため、冷凍サイクル中の冷媒量が一定であると当然のこととしてその分だけの冷媒は高圧側に移動することになり、高圧空間中のガス密度が上がり、高圧圧力も上昇する。

【0003】殊に圧縮機もしくは冷媒熱交換器と、蒸発器の間に低圧側の冷媒レシーバを設ける方式では圧縮機へ吸い込まれる冷媒ガスの過熱度が低くなったり、湿り気味となり、低めの吐出ガス温度となり易く、適切な吐出ガス温度、出湯は得られず、効率のよい給湯ができない。

【0004】逆に夏季のヒートポンプ運転における冷媒分布は気温が高く蒸発温度（低圧圧力）が上昇するために低圧空間の冷媒密度が上がり、低圧空間における冷媒重量比率が上がるために、その分、高圧側の冷媒量が不足して来て、高圧が低めとなり易い。

【0005】そこで、夏季の運転のために最適な冷媒量を閉サイクル内に充填すれば冬季に高圧が上昇しすぎて冷凍サイクルとして成立しなくなる場合が起こる。つまり過大な冷媒量が高圧側に存在することとなり、熱交換以前に異常高圧となるので設計圧力以下に設計された保護装置により運転停止することとなったり、不必要な高圧で成績係数低下の原因となる。特に給湯負荷は冬季の方が大きく運転時間も長い。また貯湯する場合でも高温貯湯が要求されるのが普通であり、高圧は自然と高くなり易い。

【0006】ところで、従来のヒートポンプ給湯機は使用冷媒としてフロン冷媒が主として用いられていた。このフロン冷媒は臨界点が高く、圧力が低いため、冬季において高圧空間の高圧が上昇しても特に問題はなく、運転に別段、支障を生じることもなかった。しかし、近時、フロンの地球環境に対する有害が取り上げられ、環境にやさしい冷媒として炭酸ガス（ $\text{CO}_2$ ）の使用が急速に促進され、今まで提供されたことのなかった炭酸ガス冷媒を用いたヒートポンプ給湯機が検討されて来た。

##### 【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところが、炭酸ガス冷媒は前記従来のフロン冷媒に比し臨界点が低く、圧力が数倍高いものであり、従来のフロン冷媒における高圧空間をそのまま使用するときには、冬季、圧力が上昇し、高圧側存在量が大きくなるような場合、破壊時エネルギーが大きくなる危険を有している。勿論、その高圧に耐える構造として、例えば管厚を厚くすることも考えられるが、コストが大になり好ましくない。そこで、低圧側はとも角、高圧空間を安全性の面から出来るだけ減らし、狭くすることが考究された。しかし、高圧側空間を狭くすれば低圧側空間の影響をより受け易くなり、気温の影響を受ける。

【0008】本発明は上述の如き実状に鑑み、これに対処すべく冷凍サイクル中の冷媒量が一定である場合にお

いて、低圧側空間で冬季、夏季に応じ存在ガス量が変わるのに着目し、当該ガス量の差をクッションとしてプールすることを見出すことにより高圧側の冷媒空間が少ない冷凍サイクルで夏季と冬季で必要冷媒量を異にする炭酸ガス用ヒートポンプ給湯機で安価な冷媒サイクルにより最適な冷媒量を保持せしめ、年間を通じて安全に、安定した一定温度の給湯を可能ならしめることを目的とするものである。

【0009】なお、超臨界蒸気圧縮サイクルにおいて、循環冷媒量を調節することにより高サイド圧力を制御し、冷却能力を調整することは、例えば特公平7-18602号公報などに開示されている。しかし、これらの技術は冷却能力に着目して論じられているが、高圧側のガスクーラ放熱を水加熱として用いる給湯に着目したのではなく、気温に応じた出湯温度などは論じられていない。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記目的に適合し、その課題を達成する本発明の特徴は、1つは圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次、接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、水を向流型ガスクーラへ通水せしめて昇温させるヒートポンプ給湯機において、圧縮機吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁より冷媒膨張弁下流に至る冷媒制御回路と、デフロスト電磁弁以前で更に分岐して第1のバッファ電磁弁、冷媒バッファを経由して第2のバッファ電磁弁より前記冷媒膨張弁下流の前記冷媒制御回路合流部に至る制御回路及び該制御回路途中より冷媒膨張弁上流に至る冷媒制御回路を夫々設け、第1、第2のバッファ電磁弁の何れか又は双方を操作することにより冷媒バッファに冷凍サイクルの冷媒を回収するか、もしくは冷凍サイクルに充填して必要冷媒量の調整を可能ならしめた点にある。

【0011】請求項2の発明は、同様な目的、課題をもつもう一つのヒートポンプ給湯機であり、前記圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次、接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、水を向流型ガスクーラへ通水せしめて昇温させるヒートポンプ給湯機において、圧縮機吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁より冷媒膨張弁下流に至る冷媒制御回路と、ヒータが付設された冷媒バッファよりバッファ電磁弁を経由して前記冷媒膨張弁下流の前記冷媒制御回路合流部に至る制御回路及び該制御回路途中より冷媒膨張弁上流に至る冷媒制御回路を夫々設け、該制御回路のバッファ電磁弁を操作することにより冷媒バッファに冷凍サイクルの冷媒を回収するか、もしくはヒータ操作を加え、冷凍サイクルに充填して必要冷媒量の調整を可能ならしめる構成を特徴とする。

【0012】請求項3～5は上記のヒートポンプ給湯機

におけるより具体的な態様であり、請求項3の発明は圧縮機吸入側にアキュムレータを配し冷媒熱交換器の高圧側がガスクーラ出口に、低圧側が空気熱交換器とアキュムレータの間となるように設置されたことを特徴とする。

【0013】また請求項4の発明は向流型ガスクーラとして二重方式の熱交換器の如き高圧側冷媒量が少なくなる向流型熱交換器を用いること、請求項5の発明は出湯温度の調節を流量調節弁もしくは可変流量ポンプの調節により給水流量を調節することにより行うことを夫々特徴としている。

【0014】

【作用】上記本発明ヒートポンプ給湯機は、図1において、冷凍サイクルの第2のバッファ電磁弁を開けば図中のA点よりC点を通じバッファ（冷媒レシーバ）に低圧冷媒液を回収することができる。また、高圧側のB点よりC点を通じバッファに高圧側の冷媒液を回収することができる。

【0015】一方、第1のバッファ電磁弁を開き、冷凍サイクルの最高圧力となる圧縮機の吐出圧力をバッファ内部にかけることにより内部の冷媒液をA点やB点に向けて放出することができる。通常、気温で運転する場合の最適冷媒量は冬季（-8℃）と夏季（+35℃）では異なっており、冷媒量に差があるが、上記バッファ電磁弁の開閉により冷媒量は制御され、給湯加熱のための目標とする冷媒サイクル上の高圧側ガスクーラ出入口の圧力、温度を最適となるように調整が可能となる。

【0016】また、図2の冷凍サイクル図ではバッファ電磁弁を開いたときは図1と同様、A点よりC点を通じバッファに低圧冷媒液を回収することができるか、もしくは高圧側のB点よりC点を通じバッファに高圧側冷媒液を回収することができる。

【0017】そして、一方、バッファ電磁弁を開き、ヒータに通電加熱すると、バッファ内部の冷媒液は蒸発し、内圧が上昇して内部の冷媒液をA点やB点に向けて放出し、前者の電磁弁開放と相俟って目標とする適正や圧力や温度における冷媒量に調整が可能となり、気温変動に拘わらず一定温度の給湯を可能とする。

【0018】

【発明の実施の形態】以下、更に添付図面に示す冷凍サイクルを参照し、本発明ヒートポンプ給湯機の具体的な態様を説明する。

【0019】図1は本発明ヒートポンプ給湯機の第1の形態の冷凍サイクル図であり、図において、1は圧縮機、2はガスクーラ、3は冷媒熱交換器、4は冷媒膨張弁、5は蒸発器（空気熱交換器）、6は送風機、7はアキュムレータであって、これら圧縮機1、ガスクーラ2、冷媒熱交換器3、冷媒膨張弁4、蒸発器5を冷媒配管 $T_1$ 、 $T_2$ により順次、接続し、かつ冷媒熱交換器3において、高圧側配管 $T_1$ と低圧側配管 $T_2$ を向流熱交

換させると共に、圧縮機吸入側にアキュムレータ7を配することによって基本的な一連の冷凍サイクルが形成されており、蒸発器5にはこれに空気を流し、冷媒熱交換器の熱源とするための送風機6を付設し、ガスクーラ2は向流型ガスクーラとなして水入口13より給湯水出口14に至る給水配管T<sub>3</sub>を向流状態で内挿し、水入口側の給水配管T<sub>3</sub>に水ポンプ15と比例弁15を設置することによって給湯系路を形成している。ここで、アキュムレータ7は蒸発器5の冷媒液が冷媒熱交換器3によって加熱蒸発できなかつた場合に、圧縮機1が瞬時に液として吸い込めば、液圧縮となり破損することがあることから設けられる低压側保護空間で、通常、内部は液を含まない過熱ガスである。

【0020】しかして、図1に示す本発明は上記基本的な冷凍サイクルにおいて、圧縮機1吐出側よりガスクーラ2に至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁8より冷媒膨張弁4下流A点に至る冷媒回路の配管T<sub>4</sub>と、該配管T<sub>4</sub>の上記分岐部と、デフロスト電磁弁8との間より更に分岐して第1のバフファ電磁弁9よりバフファ10に至る配管T<sub>5</sub>を経由して第2のバフファ電磁弁11より冷媒膨張弁4下流の前記冷媒回路配管T<sub>4</sub>の合流部Aに至る制御回路を形成する配管T<sub>6</sub>と、上記第2のバフファ電磁弁11と前記合流部Aとの間C点より分岐して冷媒膨張弁4上流B点に至る冷媒回路配管T<sub>7</sub>が夫々設けられている。なお、図中、12、12'は弁にゴミ、異物が噛み込まないようにするフィルタの役割をもつストレーナである。また、デフロスト電磁弁8は蒸発器5に霜が付着した場合に高温吐出ガスにより霜を融かすとき開く弁である。

【0021】次に、以上のような冷凍サイクルを備えたヒートポンプ給湯機により給湯を行う場合について説明する。通常は蒸発器での冷媒蒸発温度は気温より10～15℃低くなる。つまり、気温により蒸発温度（定圧圧力）がほぼ決まるので、圧縮機に吸い込まれ循環される冷媒の密度が決まり冷媒循環量が決まる。

【0022】適正な吸入過熱度、つまり、通常は蒸発温度より5～10℃高い温度のガスで圧縮機に吸い込まれると、圧縮機より吐出されるガス温度は適正であり、そのときの高圧圧力により安定した一定値に決まる。高圧圧力が高いほど吐出ガス温度が上昇する。吐出ガス温度と高圧が決まると吐出側のエンタルピが決定できる。圧縮機の吐出側はガスクーラ入口に連結されているので、ガスクーラ入口エンタルピは圧縮機吐出部のエンタルピとほぼ等しいものである。

【0023】ガスクーラ出口の冷媒温度は給水温度により、通常給水温度より5～10℃高くなるように調節できる。このように冷媒のガスクーラ出口温度と入口圧力にほぼ等しい高圧が定まり、ガスクーラ出口エンタルピも決定できる。加熱能力はガスクーラの出入口エンタルピ差に冷媒循環量を掛けたものである。従って冷媒循環

量が大きい程、また、エンタルピ差が大きいほど、加熱能力も大きくなる。ガスクーラで冷媒と熱交換し加熱された水の熱量は、この加熱能力にほぼ等しいものとなる。給水温度は通常、季節・気温によりほぼ一定なので、出湯温度は水流量により変化する。つまり、少ない水量を供給すれば出湯温度が上昇し、水量を増やせば出湯温度は低下する。このように出湯温度の調節は、流量調節弁もしくは可変流量ポンプの調節により、給水流量を調節することにより可能となる。このように、気温が決まると、圧縮機吸入ガス温度が適正過熱度になるように膨張弁で冷媒供給量を調節制御できるので、ほとんど自動的に給湯加熱能力が決まってくる。

【0024】ところで、上記の論理は、適正な高圧圧力と低压圧力が前提である。低压圧力は適正な設計を行えば上述のとおり気温によって蒸発温度（低压圧力）を決めることができる。蒸発可能な冷媒量は膨張弁によって適正な過熱度となるような自動制御が可能である。

【0025】高圧圧力はガスクーラの放熱能力と関係する。前述のとおり、この放熱能力は冷媒循環量と高圧側エンタルピ差の積である冷媒の加熱能力とバランスするものである。バランスを維持するためには熱交換面を介して冷媒側温度と水側温度との間に温度差が必要となる。この温度差は冷媒ガス側の伝熱性能や水側の伝熱性能、熱交換器としての伝熱面積などにより基本的には決まってくる。しかし、適正な冷媒量が閉サイクル内に充填されていないと、冷凍サイクルとして成り立たなくなる。過大な冷媒量が高圧側に存在すると、熱交換以前に異常高圧となるので、設計圧力以下に設定された保護装置により運転停止することとなったり、不必要な高圧上昇となり、成績係数低下の原因となる。冷媒量が少なすぎると蒸発器に適正な冷媒量を膨張弁によって自動供給できなくなり、蒸発温度（低压圧力）が異常に低下することとなり、成績係数低下の原因となる。

【0026】前述のように、通常は蒸発器での冷媒蒸発温度は気温より10～15℃低くなる。つまり、気温により蒸発温度（低压圧力）がほぼ決まるので、蒸発器、冷媒熱交換器の低压側、アキュムレータ、圧縮機内部の低压チャンバに存在する冷媒量は、その圧力や温度における冷媒の密度より求めることができる。高圧側のガスクーラ、冷媒熱交換器の高圧側についても、目標とする適正な圧力や温度における冷媒量を求めることができる。

【0027】以下の表1は、試験されたCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の冷凍サイクルの、季節（気温）変動による低压側と高圧側の冷媒分布量の一例である。ガスクーラは二重管方式の向流型熱交換器としたので、高圧側空間は低压側空間より遙かに少ないものとなっている。その空間明細は次の通りである。試験機のガスクーラは、内径が4.8mmで、長さ23mの銅管を伝熱管としており、冷媒空間は約0.4リットル、圧縮機の高圧部は約

0.2リットル、冷媒熱交換器と配管は0.2リットル未満の容積であり、合計の高圧空間は約0.8リットルとなっている。一方、圧縮機の低圧部は5リットル、蒸発器となる空気熱交換器は1.1リットル、アキュムレータは1.9リットルであり、合計の低圧空間は約8リットルとなっている。

【0028】

【表1】

気 温	低圧空間	高圧空間	合計
- 8℃	0.670 kg	0.440 kg	1.110 kg
+ 15℃	0.922 kg	0.381 kg	1.303 kg
+ 35℃	1.267 kg	0.301 kg	1.568 kg

【0029】これらの気温で運転する場合の最適冷媒量は、この表の通りと考えられる。冬季（気温-8℃）と夏季（気温+35℃）とでは、最適冷媒量が異なり、表より1.568kg-1.110kg=0.458kgの差がある。また、表1のとおり、試験のCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機では、高圧側の空間は全体空間の9%であり、残りの91%が低圧空間となっているので、高圧空間としては無視できるほど小さいと云える。また、高圧側の冷媒量は低圧側の冷媒量より少ないものと成っている。このようなヒートポンプ給湯システムは、高圧による爆発などの破壊エネルギーも少なくすることができる。

【0030】しかし、上記の如く高圧空間が少ない場合、夏季のヒートポンプ運転中の冷媒分布は、気温が高く蒸発温度（低圧圧力）が上昇するために低圧空間の冷媒密度が上がり、低圧空間に存在する冷媒重量比率が上がるために、その分、高圧側の冷媒量が不足してくるために、高圧が低めとなりやすい。

【0031】また、膨張弁は高圧と低圧との差圧により冷媒を流す能力が変化するので、夏季は差圧も少なくなり、全開になっても冷媒流量が不足する場合がある。つまり、蒸発器に適正な冷媒量を膨張弁によって自動供給できなくなり、蒸発温度（低圧圧力）が異常に低下することとなり、やはり、成績係数低下の原因となる。この場合は圧縮機の吸入ガスも吐出ガス温度も大きすぎることであり、圧縮機や冷凍機油の寿命を損なうこともある。このような不都合が発生する。

【0032】一方、夏季の運転のために最適な冷媒量を閉サイクル内に充填すれば、冬季に高圧が上昇しすぎて冷凍サイクルとして成立しなくなる場合がある。つまり、過大な冷媒量が高圧側に存在することとなり、熱交換以前に異常高圧となるので、設計圧力以下に設定された保護装置により運転停止することとなったり、不必要

な高圧上昇となり、成績係数低下の原因となる。給湯負荷は冬季の方が大きく、運転時間も長い。貯湯する場合でも高温貯湯が要求されるのが普通であり、高圧は自然と高くなりやすいので、消費電力も大きくなる。年間を通じた成績係数を考えると、冬季主体の冷媒充填量とすることが好ましく、やむなく夏季の運転効率（成績係数COP）が低下してしまう。

【0033】試験機としたCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の場合、前記表1のとおり使用最低気温と最高気温での最適冷媒量の差を制御すれば、目標とする高圧や低圧が得られ、年間を通じて安定した運転ができる。この試験機の例のように、高圧側空間の少ないCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の場合は、一般的に、同様の設計が可能である。試験機の場合は冷媒充填量を夏季の最適量1.586kg（100%）として、冬季の最適量である1.110kg（71%）との差である0.458kg（29%）を高圧側空間のガスクーラ出口部から、膨張弁の間の空間のどこかで吸収できれば良いこととなる。

【0034】通常CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の場合、ガスクーラ出口部の冷媒ガス温度を液体となる約31℃以下となるまで冷却し、給水温度に接近させるとガスクーラ出入口エンタルピー差が大きくなるので冷媒加熱能力も大きくなる。同一の高圧圧力で運転すれば圧縮機動力は変化しないので成績係数COPが大きくなり好ましいし、実際にそのように制御され運転できる。冷媒ガスの密度としては液が最大であり、圧縮機吐出チャンバに近い高温吐出ガスであるほど冷媒ガスの密度が低い。従って吸収効率としては、液となるガスクーラ出口部を含み、冷媒熱交換器高圧側を経由して膨張弁に至る空間で吸収するのが好ましい。これを例えば図で説明すると、冷媒熱交換器3の高圧側がガスクーラ2出口側に配置されると冷媒熱交換器3の低圧側は蒸発器5である空気熱交換器の出口低温冷媒により冷却が可能となる。

【0035】蒸発温度は夏季の最高気温でも通常15℃以下であるし、冬季は0℃以下で運転されるので、高圧側の冷媒は冷媒熱交換器出口において最低温度となる。従って31℃より十分に低い温度とすることができるので高圧における低温液冷媒として高密度で効率よく、最も少ない空間（レシーバ）での吸収が可能となる。このように、冬季と夏季の高圧側冷媒量の差に相当する空間に等しいレシーバを設置すれば、年間を通じてレシーバ下流の膨張弁に低温液冷媒として供給できる。この場合、ガスクーラ内部に存在する冷媒量は、レシーバで吸収されうる冷媒量を含む必要がなくなるので、高圧異常となったり、不必要に大きな高圧圧力となることなく、安定した運転を年間を通じて行うことができる。

【0036】本発明における図1の冷凍サイクルでは上記冷媒を吸収するレシーバとしてバッファ10を設け、配管T<sub>4</sub>と該バッファ10を含む各配管T<sub>5</sub>、T<sub>6</sub>、T<sub>7</sub>によって制御回路を形成して、第2のバッファ電磁弁

11を開くことにより合流部Aより分岐部Cを通じ冷媒レシーバであるバッファ10に低圧冷媒液を回収することができ、また、高圧側のB点より前記分岐部Cを通じバッファ10に高圧冷媒を回収することができる。

【0037】また、第1のバッファ電磁弁9を開けば冷凍サイクルの最高圧力である圧縮機1の吐出圧力をバッファ10内部にかけることになり、内部の冷媒液を前記合流部Aや冷媒膨張弁4下流のB点に向けて放出することができ、冷媒量制御が可能となっている。

【0038】かくして、給湯加熱のための目標とする冷凍サイクル上の高圧側ガスクーラ出入口の状態（圧力・温度）も最適となるように調整することが可能となり、課題とした季節（気温）変動による低圧側冷媒量の変動により目標とする高圧が変動することが防止される。

【0039】図2は本発明ヒートポンプ給湯機の第2の冷凍サイクルに係るものであり、図1の場合が前記の如く圧縮機吐出側よりデフロスト電磁弁8を介して冷媒膨張弁下流の合流部Aに至る配管T<sub>4</sub>の途中より分岐してバッファ10に至る配管T<sub>5</sub>を有しているのに対し、配管T<sub>5</sub>をなくし、バッファ10にヒータ17を付設し、通電加熱可能となっている点が相違するだけで、その他は図1における冷凍サイクルと同じ構成となっている。この場合も、冷媒量を吸収するレシーバとして、バッファ10を有し、冷媒量の差を制御することにより目標とする高圧や低圧を得ることは図1におけると同様である。即ち、この冷凍サイクルでは図1と同様にバッファ電磁弁11を開くことにより合流部Aより配管T<sub>6</sub>及び配管T<sub>7</sub>の合流部Cを通じバッファ10に低圧冷媒液を回収することができるか、もしくは高圧側のB点より前記合流部Cを通じ、バッファ10に高圧冷媒液を回収することができる。

【0040】一方、バッファ10はヒータ17を具備するためバッファ電磁弁11を開き、ヒータ17に通電加熱すると、バッファ10内部の冷媒液が蒸発し、内圧上昇して内部の冷媒液をA点ならびにB点における配管に向け放出することができる。

【0041】かくして、以上のようにして、本発明ヒートポンプ給湯機においては、給湯加熱のための目標とする冷凍サイクル上の高圧側ガスクーラ出入口の状態（圧力・温度）が最適となるように調整することが可能となり、課題とした季節（気温）変動による低圧側冷媒量の変動により目標とする高圧が変動することを防止して、年間を通じて効率よく安定した給湯を可能ならしめる。なお、以上の説明においては、CO<sub>2</sub>を冷媒に用いたC

O<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機について説明したが、本発明は特にCO<sub>2</sub>冷媒に適応し、好結果をもたらすが、同効な地球環境にやさしい冷媒の使用を妨げるものではない。

#### 【0042】

【発明の効果】本発明は以上のように圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、水を向流型ガスクーラへ循環させて昇温させるヒートポンプ給湯機において、圧縮機吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁と、更に分岐して第1のバッファ電磁弁を介してバッファを経由するか、することなしにバッファより第2のバッファ電磁弁のC点より冷媒膨張弁下流のA点もしくは上流のB点に至る冷媒制御回路を設け、該制御回路の第1、第2のバッファ電磁弁の何れか、もしくは何れもの電磁弁を操作して冷媒バッファに冷凍サイクルの冷媒を回収するか冷凍サイクルに充填し、又はバッファにヒータを付設して、ヒータ操作を加えて冷凍サイクルに充填して必要冷媒量の調整を可能とするものであり、高圧側冷媒空間を少なくして異常高圧による爆発などの破壊エネルギーを少なくし、安全性を高めると共に、季節（気温）変動による低圧側冷媒量の変動により高圧が変動することを防止し、季節変動に応じ目標とする最適な冷媒量調整と、最適な出湯温度とが簡単な構成で実現でき、成績係数も高く、極めて経済性に富み、年間を通じ効率よく安定した給湯を可能ならしめる顕著な効果を有する。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るヒートポンプ給湯機の冷凍サイクルの1例を示す図である。

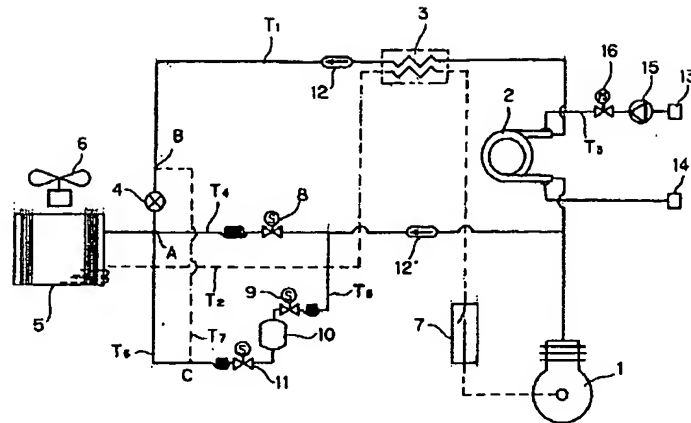
【図2】本発明の係るヒートポンプ給湯機の冷凍サイクルのもう1つの例を示す図である。

#### 【符号の説明】

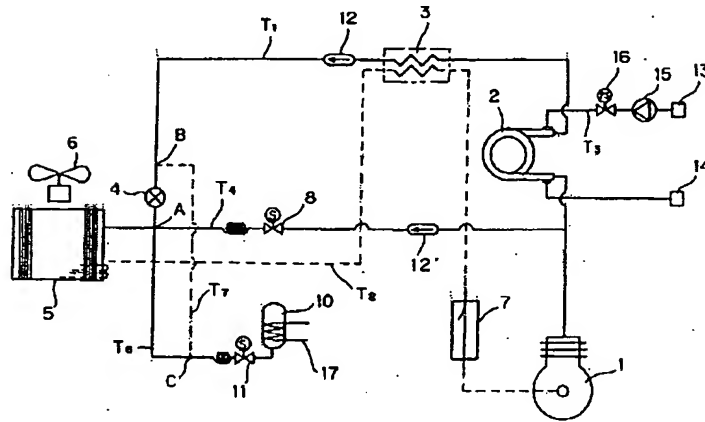
- 1 圧縮機
- 2 ガスクーラ
- 3 冷媒熱交換器
- 4 冷媒膨張弁
- 5 蒸発器（空気熱交換器）
- 7 アキュムレータ
- 8 デフロスト電磁弁
- 9 第1のバッファ電磁弁
- 10 バッファ
- 11 第2のバッファ電磁弁
- 13 水入口
- 14 給湯水出口



【図1】



【図2】



【手続補正書】

【提出日】平成13年4月11日（2001. 4. 1）

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0019

【補正方法】変更

【補正内容】

【0019】図1は本発明ヒートポンプ給湯機の第1の形態の冷凍サイクル図であり、図において、1は圧縮機、2はガスクーラ、3は冷媒熱交換器、4は冷媒膨張弁、5は蒸発器（空気熱交換器）、6は送風機、7はアキュムレータであって、これら圧縮機1、ガスクーラ2、冷媒熱交換器3、冷媒膨張弁4、蒸発器5を冷媒配管 $T_1$ 、 $T_2$ により順次、接続し、かつ冷媒熱交換器3

において、高圧側配管 $T_1$ と低圧側配管 $T_2$ を向流熱交換させると共に、圧縮機吸入側にアキュムレータ7を配することによって基本的な一連の冷凍サイクルが形成されており、蒸発器5にはこれに空気を流し、冷媒熱交換器の熱源とするための送風機6を付設し、ガスクーラ2は向流型ガスクーラとなして水入口13より給湯水出口14に至る給水配管 $T_3$ を向流状態で内挿し、水入口側の給水配管 $T_3$ に水ポンプ15と比例弁16を設置することによって給湯系路を形成している。ここで、アキュムレータ7は蒸発器5の冷媒液が冷媒熱交換器3によって加熱蒸発できなかった場合に、圧縮機1が瞬時に液として吸い込めば、液圧縮となり破損することがあることから設けられる低圧側保護空間で、通常、内部は液を含まない過熱ガスである。



フロントページの続き

(72)発明者 吉原 基司  
大阪府枚方市大字津田2586の43  
(72)発明者 黒本 英智  
神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町4番1号  
東京電力株式会社電力技術研究所内

(72)発明者 熊谷 雅彦  
神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町4番1号  
東京電力株式会社電力技術研究所内  
(72)発明者 舘山 陵太郎  
神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町4番1号  
東京電力株式会社電力技術研究所内